

УДК 621.564; 621.577

Э.Г. Братута, А.В. ШерстюкНациональный технический университет «Харьковский политехнический институт», ул. Фрунзе, 21,
г. Харьков, Украина, 61002

e-mail: beg@kpi.kharkov

Д.Х. ХарлампиИнститут проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Дм. Пожарского, 2/10,
г. Харьков, Украина, 61046

e-mail: kharlampidi@ipmach.kharkov.ua

ОПТИМАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ РЕАЛИЗАЦИИ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Проведён анализ влияния режимных параметров и эффектов их взаимодействия на энергетическую эффективность холодильных машин и тепловых насосов, работающих по сверхкритическому циклу с диоксидом углерода (хладагентом R744). Установлена нелинейная связь между параметрами сверхкритического цикла. Определены максимальные и минимальные температурные границы сверхкритического цикла. Предложены новые регрессионные зависимости для нахождения максимального холодильного коэффициента и оптимального давления нагнетания в сверхкритическом цикле.

Ключевые слова: Диоксид углерода. Холодильная машина. Тепловой насос. Сверхкритический цикл. Хладагент R744. Холодильный коэффициент. Оптимизация.

E.G. Bratuta, A.V. Sherstyk, D.Kh. Kharlampidi

THE OPTIMAL CONDITIONS FOR REALIZATION OF A SUPERCRITICAL CYCLES REFRIGERATION MACHINES AND HEAT PUMPS

The influence of regime parameters and effects of their interaction on the energy efficiency of a supercritical R744 cycle refrigeration machine and heat pumps is analyzed. The non-linear connections between the parameters of a supercritical cycle are detection. The minimum and maximum of limiting temperature of supercritical cycle are determined. New regression dependences for the calculation of the maximum coefficient of performance and optimum discharge pressure in supercritical cycles are developed.

Keywords: Carbon dioxide. Refrigeration machine. Heat pump. Supercritical cycles. Refrigerant R744. Coefficient of performance. Optimization.

1. ВВЕДЕНИЕ

В последние годы прослеживается тенденция к использованию в холодильных машинах (ХМ) и тепловых насосах (ТН) так называемых «старых» хладагентов, среди которых особое место занимает диоксид углерода (R744). Это природный хладагент, имеющий критические параметры: $t_{кр} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P_{кр} = 73,83\text{ бар}$. Из-за относительно низкой критической температуры для отвода теплоты в холодильном цикле при температуре выше $t_{кр}$, используется конвективное охлаждение газа, а сам цикл при этом является сверхкритическим.

Существующие на сегодняшний день ТН и ХМ с R744 не являются оптимизированными конструкциями. Их энергетическая эффективность при работе по сверхкритическому циклу с R744, как правило, оказывается ниже, чем у докритических систем с синте-

тическими хладагентами. Однако сверхкритические системы обладают более широкими возможностями для оптимизации режимных и конструктивных параметров, чем традиционные докритические установки. Главным образом, это связано с неоднозначным влиянием давления нагнетания в цикле на энергетическую эффективность ХМ и ТН, а также аномальным проявлением теплофизических свойств в сверхкритической области, характеризующейся наличием максимумов для теплоёмкости и ряда других параметров.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Вопросам оптимизации режимных параметров сверхкритического цикла посвящён ряд работ [1-6]. В [6] на основе численного моделирования термодинамических режимов работы сверхкритических систем

нами предложены новые обобщённые зависимости для многофакторного анализа холодильного коэффициента сверхкритического цикла. При помощи коэффициентов влияния проведён анализ отдельной и взаимосвязанной зависимости холодильного коэффициента от параметров цикла. Следует отметить, что анализ с учётом коэффициентов влияния даёт важную информацию, однако, требующую правильной интерпретации. Эти коэффициенты показывают, как варьируемый фактор в виде числового значения сказывается на оптимизируемом параметре.

Для функции нескольких независимых переменных $\omega = \omega(x_1, x_2, \dots, x_p)$ количественное влияние этих переменных в заданном интервале их изменения x_1, x_2, \dots, x_p оценивается с помощью отношения приращений $D_{x_1}^{\omega} = \Delta\omega_{x_1}/\Delta x_1$; $D_{x_2}^{\omega} = \Delta\omega_{x_2}/\Delta x_2$; ...; $D_{x_p}^{\omega} = \Delta\omega_{x_p}/\Delta x_p$ [7]. Отрицательный знак $D_{x_i}^{\omega}$ означает, что ростом x значение ω уменьшается, а положительный знак — увеличивается.

Вместе с тем, в ряде случаев для практики важно знать характер зависимости оптимизируемого параметра от различных сочетаний факторов. Как известно [8], эффект одного фактора непосредственно зависит от того, на каком уровне находится другой фактор.

В сверхкритических холодильных или теплонасосных системах имеет место существенно нелинейный характер связей между параметрами цикла. Согласно [9] нелинейности в теплотехнической системе вызваны внутренними связями между элементами и структурой цикла (схемы). К примеру, увеличение одного фактора при низких значениях другого вызывает увеличение эффективности установки, а при высоких — наоборот уменьшение. Выявление этих связей требует проведения многовариантных расчётов термодинамических циклов с привлечением методов теории планирования эксперимента.

При анализе циклов необходимо установить, какое изменение параметров перспективно для повышения эффективности установки и, главное, реализуемо в ней. Предельные температурные границы сверхкритического цикла до настоящего времени практически не исследовались. Хотя некоторые вопросы были рассмотрены в работе [10], однако без детального анализа.

Оптимальные параметры, определённые при проектировании установки, в условиях эксплуатации, как правило, не выдерживаются и изменяются в зависимости от многих факторов. К примеру, оптимальное давление нагнетания в сверхкритическом цикле в условиях эксплуатации следует корректировать не только при изменении температурных границ цикла, но и в зависимости от паросодержания хладагента на выходе из испарителя, а также параметров теплоносителя на входе в газоохладитель.

Целью работы является выбор оптимальных условий реализации сверхкритических циклов, обеспечивающих высокую энергетическую эффективность ХМ и ТН, а также определение предельных температурных границ сверхкритического цикла. В этом смысле статья продолжает цикл исследований сверх-

критических ХМ и ТН, начатых нами ранее в работах [5,6].

3. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГРАНИЦЫ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ХМ И ТН

Если для докритических циклов выбор предельных температурных границ определяется прежде всего температурами источника и приёмника теплоты, а также степенью удалённости температуры конденсации хладагента от критической температуры, то в сверхкритических циклах этот выбор зависит от множества факторов.

На рис. 1 представлен характер изменения параметров одноступенчатого цикла ХМ и ТН при изменении предельно максимальных и предельно минимальных значений давления нагнетания в цикле P_2 и температуры хладагента перед дросселированием T_3 . Согласно [10] при построении сопоставляемых циклов фиксированными должны быть параметры в точке 1. Докритический цикл обозначен точками 1-2-3-4.

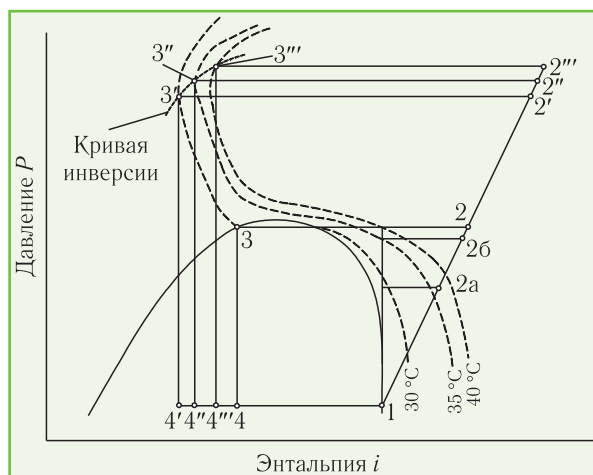


Рис. 1. Трансформация одноступенчатых циклов ХМ и ТН при переходе через критическую точку в диаграмме энтальпия-давление для хладагента R744

Анализ поведения изотерм в сверхкритической области показал, что увеличение P_2 при $T_3 = \text{idem}$ приводит к повышению удельной теплопроизводительности в цикле. Однако увеличение P_2 целесообразно только до определённого значения, соответствующего давлению в точке инверсии, в которой, как известно, коэффициент адиабатного дросселирования равен нулю. В этой точке энтальпия газа сверхкритических параметров при заданных P_2 и T_3 минимальна, а соответственно удельная теплопроизводительность в цикле максимальна. С увеличением P_2 при $T_3 = \text{idem}$ выше точки инверсии происходит увеличение энтальпии хладагента и снижение удельной теплопроизводительности. Таким образом, уровень давления нагнетания в цикле, соответствующий параметрам хладагента в точке инверсии, является предельно допустимым уровнем, при котором процесс термотрансформации термодинамически эффективен. Например, при температурах на выходе из газоохладителя ТН $T_3 = 303$;

307; 311 К предельное давление нагнетания в цикле P_2^{\max} , соответственно, составляет 360, 380, 440 бар, что, естественно, лежит далеко за пределами давлений, допустимых в существующих компрессорах.

Максимальную температуру хладагента на выходе из газоохладителя при критическом давлении можно определить, анализируя поведение изотерм в области перегретого пара. Из рис. 1 видно, что при $P_2 < P_{кр}$ и $T_3 > T_{кр}$ цикл может лежать в области перегретого пара (точки 2а и 2б), что существенно снижает термодинамическую эффективность цикла. Таким образом, предельно допустимой температурой хладагента на выходе из газоохладителя (точка 3) при критическом давлении является температура 31 °С, т.е. критическая температура R744.

Перейдём теперь к схеме ХМ и ТН с рекуперативным теплообменником (РТ). Если пренебречь потерями давления в РТ, то при сверхкритическом давлении предельно минимальная температура перед дросселированием T_3^{\min} теоретически равна температуре хладагента в состоянии насыщенной жидкости T_{4s} , а максимальная температура перегретого пара на входе в компрессор T_1^{\max} будет равна T_3 (рис. 2). Следует отметить, что с повышением P_2 при фиксированных параметрах в т. 1 и в т. 3 разность энтальпий ($i_3 - i_3^{\min}$) будет уменьшаться, а соответственно будет снижаться и то количество теплоты, которое потенциально может быть использовано при регенерации.

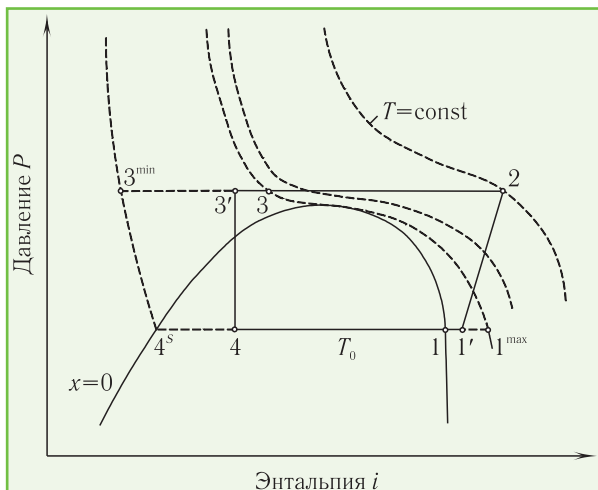


Рис. 2. Регенеративный сверхкритический цикл ХМ

4. ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНОСТИ ПАРАМЕТРОВ В СВЕРХКРИТИЧЕСКОМ ЦИКЛЕ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ХМ

Рассмотрим влияние режимных параметров сверхкритического цикла на энергетическую эффективность ХМ и ТН.

Связь между параметрами в точках 3 и 2 для сверхкритического цикла можно выразить с учётом [11] следующим соотношением:

$$\left(\frac{\partial i_3}{\partial P}\right)_T = -\epsilon \left(\frac{\partial i_2}{\partial P}\right)_s, \quad (1)$$

где ϵ — холодильный коэффициент.

Дифференцируя выражение $\epsilon = (i_1 - i_3)/(i_2 - i_1)$ по P_2 , можно определить из условия $\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial P_2}\right)_{P_2=P_2^{\text{опт}}} = 0$ опти-

мальное давление P_2 и соответствующий ему максимум холодильного коэффициента.

На рис. 3 представлена поверхность отклика для максимального холодильного коэффициента ϵ_{\max} при изменении двух факторов — температуры кипения в цикле t_0 и температуры хладагента на выходе из газоохладителя t_3 . При расчёте циклов принимались постоянными изотропный КПД компрессора $\eta_{is} = 80\%$ и перегрев в испарителе $\Delta T_{\text{пер}} = 5$ К.

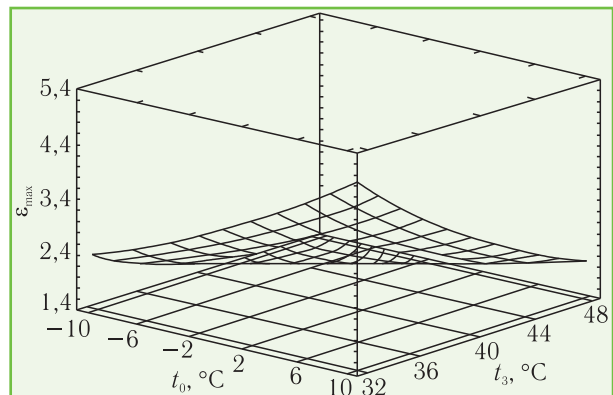


Рис. 3. Значения максимального холодильного коэффициента $\epsilon_{\max} = f(t_0, t_3)$

Для определения значений ϵ_{\max} от двух факторов t_0 и t_3 при соответствующих им оптимальных $P_2^{\text{опт}}$ нами получена следующая регрессионная зависимость:

$$\epsilon_{\max} = 14,0778 + 0,294833t_0 - 0,480417t_3 + 0,00193333t_0^2 - 0,0054375t_0t_3 + 0,00458333t_3^2. \quad (2)$$

Зависимость (2) справедлива для следующего диапазона изменения факторов: $t_0 = -10 \dots 10$ °С; $t_3 = 32 \dots 48$ °С.

Для определения термодинамических свойств R744 использовалась сертифицированная база данных «REFPROP, версия 8.0».

В качестве иллюстрации нелинейной связи между параметрами сверхкритического цикла на рис. 4 представлена поверхность отклика для ϵ при изменении давления нагнетания в цикле P_2 и температуры хладагента на выходе из газоохладителя t_3 . Диапазон варьирования определяющих факторов приведён нами в работе [6]. Как можно видеть, влияние роста P_2 на ϵ в области низких значений t_3 несколько иное, чем при высоких t_3 .

В ряде случаев на параметры пара за компрессором влияет не только изотропный КПД, но и показатель $f_{\text{км}}$ [11], представляющий собой отношение теплоотдачи с поверхности корпуса компрессора q к затраченной работе сжатия l в виде:

$$f_{\text{км}} = (q/l) 100 \, \%.$$

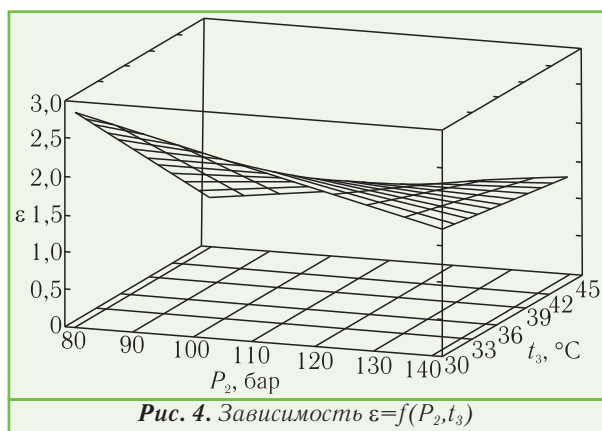


Рис. 4. Зависимость $\varepsilon=f(P_2, t_3)$

По результатам расчётов установлено, что перегрев в испарителе $\Delta T_{\text{пер}}$ при $P_2=100-140$ бар в цикле фактически не оказывает влияния на ε (рис. 5). При $P_2=80$ бар и ниже, т.е. близких к критическому давлению, увеличение перегрева в испарителе приводит к повышению ε , а при высоких P_2 , наоборот, — к его снижению.

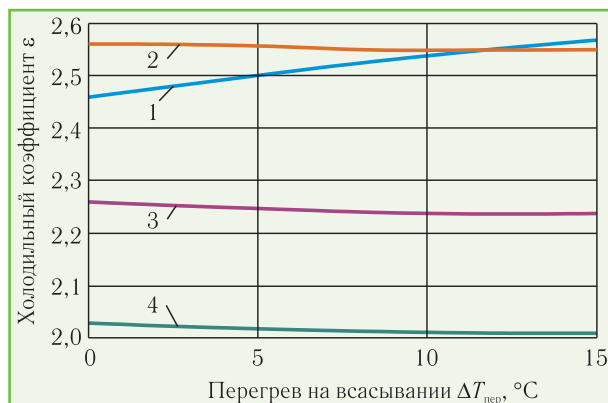


Рис. 5. Зависимость $\varepsilon=f(\Delta T_{\text{пер}}, P_2)$ при $t_3=34$ °C; $t_0=0$ °C; $\eta_{\text{is}}=0,75$; $f_{\text{км}}=10$ % и давлениях P_2 , бар: 1 — 80; 2 — 100; 3 — 120; 4 — 140

Установлено также, что увеличение температуры испарения t_0 от -10 до 10 °C при $P_2=80$ бар обуславливает повышение ε с 1,2 до 2,43. То же повышение t_0 при $P_2=140$ бар увеличивает ε с 1,15 до 1,6.

Изменение изэнтропного КПД η_{is} при различных t_3 и фиксируемых $P_2=90$ бар, $\Delta T_{\text{пер}}=5$ К, $t_0=0$ °C показало, что изменение η_{is} от 0,5 до 0,8 при высоких значениях $t_3=45$ °C слабо сказывается на изменении холодильного коэффициента ($\Delta\varepsilon=0,5$). С понижением t_3 до 20-25 °C влияние η_{is} становится более значительным ($\Delta\varepsilon=1,5$).

В работах [2,6] отмечается, что в сверхкритических циклах установка рекуперативного теплообменника при определённых режимах может привести к повышению ε . Для нахождения рационального диапазона применения РТ и выявления возможного неоднозначного влияния его эффективности $\eta_{\text{рт}}$ на ε нами проведена серия его расчётов при различных $\eta_{\text{рт}}$ (см. рис. 6). Зависимость получена с использованием методики планирования эксперимента при трёх факто-

рах, которые варьировались в диапазонах: $P_2=75...155$ бар; $x_{\text{рт}}=0,7...0,95$; $\eta_{\text{рт}}=50...95$ %. Фиксированными являлись $t_3=35$ °C; $t_0=0$ °C; $\eta_{\text{is}}=0,8$; $f_{\text{км}}=10$ %.

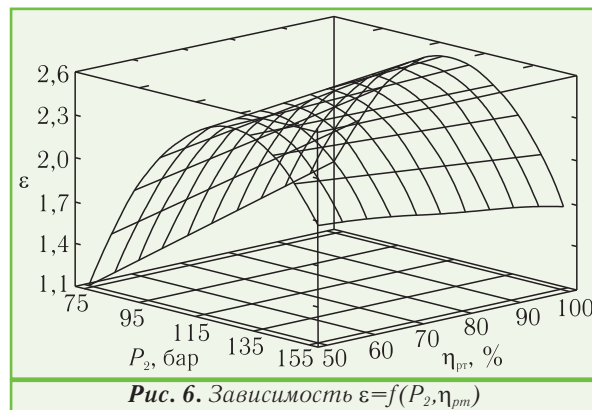


Рис. 6. Зависимость $\varepsilon=f(P_2, \eta_{\text{рт}})$

Из рис. 6 хорошо видна нелинейность влияния величины $\eta_{\text{рт}}$ на ε . Так, в области низких значений P_2 увеличение $\eta_{\text{рт}}$ приводит к повышению ε . В области высоких P_2 рост $\eta_{\text{рт}}$, наоборот, снижает ε .

В результате расчётов установлено, что массовое паросодержание на входе в РТ в зависимости от диапазона изменения P_2 и $\eta_{\text{рт}}$ неоднозначно влияет на ε . При низкой эффективности РТ ($\eta_{\text{рт}}=30-50$ %), а также при $t_3=40$ °C, $t_0=0$ °C, $P_2=78$ бар увеличение $x_{\text{рт}}$ с 0,7 до 0,95 повышает ε на 40 %, а при $P_2=110$ бар то же самое увеличение $x_{\text{рт}}$ приводит к повышению ε всего на 2 %. При высокой эффективности РТ ($\eta_{\text{рт}}=85-95$ %) и $t_3=40$ °C, $t_0=0$ °C, $P_2=78$ бар изменение $x_{\text{рт}}$ с 0,7 до 0,95 увеличивает ε на 8 %, а при $P_2=110$ бар вообще не сказывается на величине ε . При $t_3=30$ °C изменение $x_{\text{рт}}$ с 0,8 до 0,95 при указанных выше условиях варьирования остальных параметров приводит к снижению ε на 1 %. Следует отметить, что для обеспечения сухого хода компрессора при $x_{\text{рт}}=0,7-0,95$ необходимо ограничить минимально допустимое значение степени регенерации $\eta_{\text{рт}}^{\text{мин}}=60$ %, а температуру на выходе из газоохладителя t_3 не понижать ниже, чем $t_3^{\text{мин}}=35$ °C.

Большинство уравнений для определения $P_2^{\text{опт}}$ в сверхкритическом цикле представляют собой его зависимость от двух параметров t_3 и t_0 [1,2,4,5]. Эти уравнения применимы при проектировании ХМ и ТН. В условиях эксплуатации ХМ или ТН управлять величиной t_3 сложно; её можно только контролировать, поскольку она зависит от температуры теплоносителя на входе в газоохладитель $t_{\text{в1}}$. Кроме того, для схем ХМ, содержащих РТ, важно влияние на $P_2^{\text{опт}}$ величин $x_{\text{рт}}$ и $\eta_{\text{рт}}$.

Связь между $t_{\text{в1}}$ и t_3 можно установить, пользуясь следующим соотношением [3,12]:

$$(t_3 - t_{\text{в1}}) = -0,0015269 t_{\text{в1}}^2 - 0,028866 t_{\text{в1}} + 7,7126.$$

Влияние таких факторов, как $t_{\text{в1}}$, $x_{\text{рт}}$ и $\eta_{\text{рт}}$ на величину оптимального давления нагнетания в цикле можно представить следующей регрессионной зависимостью, полученной на основе многофакторного чис-

ленного эксперимента, когда единица измерения P_2^{opt} — бар:

$$P_2^{opt} = -2,20833 + 4,42604t_{w1} + 10,8333x_{pt} - 26,375\eta_{pt} - 1,85417t_{w1}x_{pt} - 1,13125t_{w1}\eta_{pt} + 63,75x_{pt}\eta_{pt} \quad (3)$$

Зависимость (3) справедлива в следующем диапазоне изменения факторов: $x_{pt}=0,7...1,0$; $t_{w1}=30...50$ °С. Величина η_{pt} в (3) подставляется в долях $\eta_{pt}=0...1,0$. Влиянием температуры испарения на P_2^{opt} в диапазоне $t_0=-10...10$ °С можно пренебречь. При получении зависимости (3) использовалось уравнение для изотропного КПД из [3,12]. Температура испарения принималась $t_0=1$ °С. В таблице показано, как влияют факторы и их сочетания на P_2^{opt} в схемах ХМ с РТ. Для статистической обработки результатов численного эксперимента и вычисления коэффициентов влияния применялся стандартный программный пакет «Statgrafics».

Влияния факторов и их сочетаний на P_2^{opt} в схемах ХМ с РТ

Фактор	Степень влияния фактора	Сочетание факторов	Степень влияния сочетаний факторов
t_{w1}	45,6875	$t_{w1}; x_{pt}$	-5,5625
x_{pt}	-9,4375	$t_{w1}; \eta_{pt}$	-11,3125
η_{pt}	-17,4375	$x_{pt}; \eta_{pt}$	9,5625

Как видно из таблицы, наибольшее влияние на P_2^{opt} оказывает изменение t_{w1} , а наибольший эффект взаимодействия даёт комбинация факторов t_{w1} и η_{pt} . Степень влияния сочетаний факторов t_{w1} и η_{pt} , а также t_{w1} и x_{pt} имеет отрицательный знак. Это значит, что для увеличения P_2^{opt} эти факторы должны одновременно изменяться в разных направлениях, к примеру, t_{w1} — увеличиваться, а x_{pt} — уменьшаться.

На рис. 7 представлена поверхность отклика P_2^{opt} на изменение t_{w1} и x_{pt} . Видно, что влияние x_{pt} на P_2^{opt} в области высоких значений t_{w1} довольно существенно.

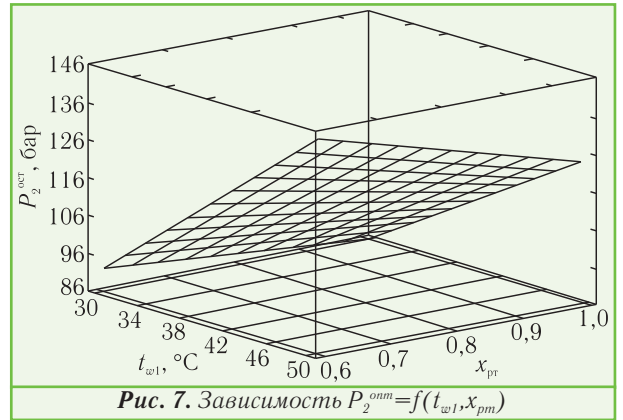


Рис. 7. Зависимость $P_2^{opt}=f(t_{w1}, x_{pt})$

На рис. 8 изображены две зависимости P_2^{opt} для цикла с РТ. Одна из них получена при задании в качестве варьируемого параметра для газоохладителя температуры t_3 , а другая — температуры t_{w1} при про-

чих равных условиях ($t_0=0$ °С; $\eta_{pt}=0,3$; $\eta_{is}=0,8$; $x_{pt}=1$). Видно, что с увеличением температуры отвода тепла в газоохладителе t_{ro} разность между двумя значениями P_2^{opt} , вычисленными с учётом влияния t_{w1} и без его учёта, уменьшается. Это связано с тем, что по мере увеличения t_{w1} разность (t_3-t_{w1}) в газоохладителе снижается от 5,47 °С при $t_{w1}=30$ °С до 2,45 °С при $t_{w1}=50$ °С.

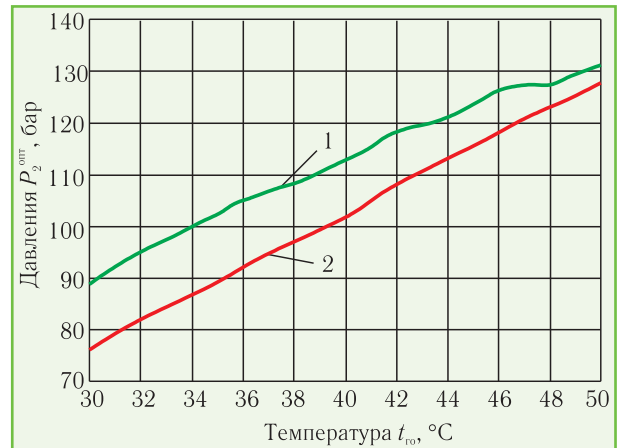


Рис. 8. Влияние исходных задаваемых параметров на P_2^{opt} при изменениях t_{w1} в случае задания следующих параметров: 1 — t_{w1} ; 2 — t_3

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Нелинейность влияния определяющих параметров сверхкритического цикла на его эффективность является важным аспектом как при проектировании новых ХМ и ТН, так и при модернизации существующих. Как видно из рисунков 3, 5 и 6, изменения ряда параметров в сочетании с другими параметрами могут приводить как к увеличению, так и снижению эффективности цикла. Это должно учитываться при модернизации установок, когда в связи с указанной нелинейностью возникает неоднозначность принимаемых решений о первоочередности замены того или иного блока ХМ и ТН. Так, к примеру, отложение солей на теплообменной поверхности испарителя приводит к необходимости снижения температуры испарения и увеличения перегрева паров хладагента. Однако в одном диапазоне P_2 увеличение перегрева снижает эффективность, а в другом — является положительным фактором.

По результатам расчётных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Определены предельные температурные границы сверхкритического цикла ХМ и ТН. Установлено, что давление в точке инверсии при $T_3=idem$ является предельно допустимым уровнем, при котором процесс термотрансформации термодинамически эффективен.

2. Получена регрессионная зависимость для расчёта максимального холодильного коэффициента сверхкритического цикла в зависимости от температур испарения и хладагента на выходе из газоохладителя при соответствующем оптимальном давлении нагнетания.

3. На основе многофакторного численного эксперимента исследовано взаимное влияние на $P_{2\text{опт}}$ эффективности регенерации в сверхкритическом цикле $\eta_{\text{рт}}$, паросодержания на входе в рекуперативный теплообменник $x_{\text{рт}}$, а также температуры $t_{\text{ш1}}$.

4. Выявлена нелинейная связь между параметрами сверхкритического цикла, определено её влияние на холодильный коэффициент. Нелинейная связь имеет место при следующих сочетаниях факторов: P_2 и $\eta_{\text{рт}}$, $T_{\text{пер}}$ и P_2 , T_3 и P_2 , $x_{\text{рт}}$ и $\eta_{\text{рт}}$, что важно учитывать при проектировании, а также модернизации ХМ и ТН.

5. Влияние на $P_{2\text{опт}}$ исходных задаваемых параметров для газоохладителя снижается по мере увеличения температуры отвода тепла в сверхкритическом цикле.

ЛИТЕРАТУРА

1. Sarkar J., Bhattacharyya S, Ram Gopal M. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications// International Journal of Refrigeration. — 2004. — V. 27. — No 8. — P. 830-838.
2. Sarkar J. Review on cycle modifications of transcritical CO₂ refrigeration and heat pump systems// Journal of Advanced Research in Mechanical Engineering. — 2010. — V. 1. — No 1. — P. 22-29.
3. Chen Y., Gu J. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers// International Journal of Refrigeration. — 2005. — V. 28. — No 8. — P. 1238-1249.
4. Liao S.M., Zhao T.S., Jakobsen A. A correlation of op-

timal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles// Applied Thermal Engineering. — 2000. — V. 20. — P. 831-841.

5. Харлампиди Д.Х. К вопросу оптимизации режимных параметров теплового насоса, работающего по закритическому циклу// Наук. вісн. будівництва. — Харків: Харківський державний технічний ун-т будівництва та архітектури. — 2004. — Вип. 25. — С. 123-130.

6. Мацевитый Ю.М., Братуга Э.Г., Харлампиди Д.Х. Обобщенные зависимости для анализа сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов// Проблемы машиностроения. — 2011. — Т. 14. — № 1. — С. 13-22.

7. Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы — М.: Агропромиздат, 1988. — 287 с.

8. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. — М.: Наука, 1976. — 280 с.

9. Коздоба Л.А. Критерии эффективности тепловых и комплексных тепловых систем// Промышленная теплотехника. — 2000. — Т. 22. — № 5-6. — С. 22-28.

10. Exergetic analysis of carbon dioxide vapour compression refrigeration cycle using the new fundamental equation of state/ K. Srinivasan, Y.K. Lim, J.C. Ho, N.E. Wijesundera// Energy Conversion and Management. — 2003. — V. 44. — No 20. — P. 3267-3278.

11. Kim M. H. Pettersen J., Bullard C.W. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems// Progress in Energy and Combustion Science. — 2004. — V. 30. — P. 119-174.

12. Brown J.S. Yana-Motta S.F., Domansky P.A. Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R-134a// International Journal of Refrigeration. — 2002. — V. 25. — P. 19-32.

ВСЕ О НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗАХ И ПРОДУКТАХ РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА — В ОДНОМ ЖУРНАЛЕ!

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

“ТЕХНИЧЕСКИЕ ГАЗЫ”

УЧРЕДИТЕЛЬ И ИЗДАТЕЛЬ — УКРАИНСКАЯ АССОЦИАЦИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВ “УА-СИГМА”
 СОУЧРЕДИТЕЛЬ — ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА
 ЖУРНАЛ ЗАРЕГИСТРИРОВАН В МИНИСТЕРСТВЕ ЮСТИЦИИ УКРАИНЫ —
 СВИДЕТЕЛЬСТВО КВ № 16526-4998ПР ОТ 19.04.2010 Г.
 С 2005 Г. — ОФИЦИАЛЬНОЕ ИЗДАНИЕ ВАК УКРАИНЫ.
 ПЕРИОДИЧНОСТЬ ИЗДАНИЯ — 6 ВЫПУСКОВ В ГОД.
 ОБЪЕМ КАЖДОГО ВЫПУСКА — 72 СТР.
 ПУБЛИКУЕМЫЕ СТАТЬИ РЕФЕРИРУЮТСЯ В РАЗЛИЧНЫХ ЖУРНАЛАХ
 И БАЗАХ ДАННЫХ ВИНТИ РАН (Г. МОСКВА)

ЖУРНАЛ ПРЕДНАЗНАЧЕН ДЛЯ ИНЖЕНЕРОВ, ЗАНИМАЮЩИХСЯ СОЗДАНИЕМ, ИЗГОТОВЛЕНИЕМ И ЭКСПЛУАТАЦИЕЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ И КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК, СИСТЕМ ПРОИЗВОДСТВА ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВ (Гелия, Водорода, Оксид и диоксида углерода, сжиженного природного газа и др.), ПРОДУКТОВ РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА, А ТАКЖЕ НАУЧНЫХ РАБОТНИКОВ И СТУДЕНТОВ

РУБРИКИ ЖУРНАЛА

- ПРОБЛЕМЫ КРИОГЕННОГО, КИСЛОРОДНОГО, КОМПРЕССОРНОГО И УГЛЕКИСЛОТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
- ПРОЦЕССЫ, ЦИКЛЫ, СХЕМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ И КРИОГЕННЫХ СИСТЕМ
- УСТАНОВКИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ПРОДУКТОВ РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА, КОМПРИМИРОВАННОГО И СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА, ДИОКСИДА УГЛЕРОДА И ДР. ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВ
- ТЕХНИЧЕСКИЕ ГАЗЫ В СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ
- ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГАЗОВ И ИХ СМЕСЕЙ. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СИСТЕМАХ
- ЭКОНОМИКА ПРЕДПРИЯТИЙ. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ. БЕЗОПАСНОСТЬ
- ПРАКТИКА. НОВЫЕ РАЗРАБОТКИ

Приглашаем к сотрудничеству производителей, учёных, аспирантов и докторантов

Для оформления подписки и размещения рекламы нужно связаться с редакцией журнала по телефону или e-mail.

Адрес редакции: а/я 271, г. Одесса-26, Украина, 65026

Тел./факс: +380 (48) 777-00-87; e-mail: uasigma@paco.net; web: www.uasigma.odessa.ua